

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 07-269381

(43)Date of publication of application : 17.10.1995

(51)Int.Cl.

F02D 15/00

F01L 1/26

F01L 1/34

(21)Application number : 06-085876

(71)Applicant : KOMATSU LTD

(22)Date of filing : 30.03.1994

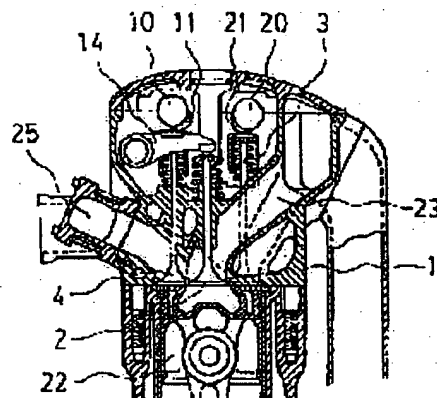
(72)Inventor : OZAWA GODO

(54) VARIABLE COMPRESSION RATIO ENGINE

(57)Abstract:

PURPOSE: To make excellent startability and a combustion state at the time of light load and realize high output.

CONSTITUTION: A cylinder head 1 is provided with first and second intake valves 2, 3; an exhaust valve 4; and first and second cam shafts 10, 20. The first intake valve 2 and the exhaust valve 4 are operated by means of the first cam shaft 10, and the second intake valve 3 is operated by means of the second cam shaft 20. The second intake valve 6 can delay the time of closing by rotating the second cam shaft 20. At the time of high load, the closing time of the first and second intake valves 2, 3 is made to be 20° - 91° before the bottom dead point of a piston, and the ratio of compression is decreased, and high output is realized. At the time of light load, the closing time of the second intake valve 3 is delayed, and the ratio of compression is increased, and startability and a combustion state are made excellent.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 27.03.2000

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 21.12.2004

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平7-269381

(43) 公開日 平成7年(1995)10月17日

(51) Int. Cl.⁶

F02D 15/00

F01L 1/26

1/34

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

E

D

Z

審査請求 未請求 請求項の数5 F D (全7頁)

(21) 出願番号

特願平6-85876

(22) 出願日

平成6年(1994)3月30日

(71) 出願人 000001236

株式会社小松製作所

東京都港区赤坂二丁目3番6号

(72) 発明者 小沢 吾道

栃木県小山市横倉新田400 株式会社小松

製作所小山工場内

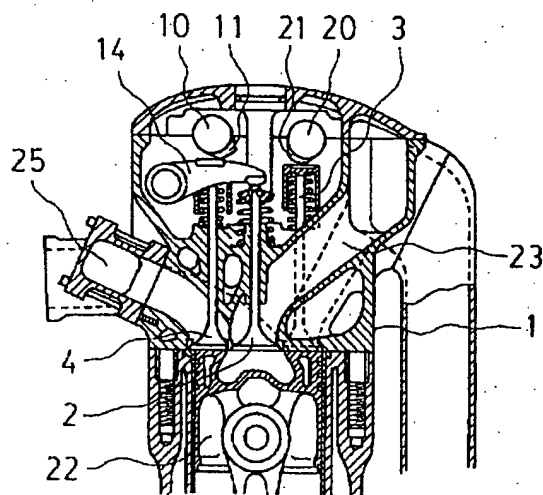
(74) 代理人 弁理士 橋爪 良彦

(54) 【発明の名称】 可変圧縮比エンジン

(57) 【要約】

【目的】 始動性と、軽負荷時の燃焼状態を良好にし、かつ、高出力化を可能とする可変圧縮比エンジンを提供する。

【構成】 シリンダヘッド1に第1、第2吸気弁2、3、排気弁4、第1第2カムシャフト10、20を装着する。第1吸気弁2と排気弁4とは第1カムシャフト10で作動し、第2吸気弁3は第2カムシャフト20で作動する。第2吸気弁3は第2カムシャフト20を回転して閉時期を遅らせることができる。高負荷時には第1、第2吸気弁2、3の閉時期をピストン下死点前20°～90°にして圧縮比を下げても高出力化を図り、軽負荷時には第2吸気弁の閉時期を遅らせて圧縮比を上げて始動性と燃焼状態を良好にする。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 1気筒あたり2個以上の吸気弁を備え、2本以上のカムシャフトに設けたカムによりそれぞれ該吸気弁を開閉する内燃機関において、少なくとも1個の吸気弁のバルブタイミングを、該吸気弁を開閉するカムの位相を変化させることにより可変とする吸気装置を備えたことを特徴とする可変圧縮比エンジン。

【請求項2】 前記内燃機関において、吸気弁の開閉時期をピストン下死点前に設定し、運転条件によっては少なくとも1個の吸気弁の開閉時期を、ピストン下死点付近に設定し得る吸気装置を備えたことを特徴とする請求項1の可変圧縮比エンジン。

【請求項3】 前記ピストン下死点前に設定された吸気弁の開閉時期が、クランク回転角でピストン下死点前 20° ～ 90° であることを特徴とする請求項2の可変圧縮比エンジン。

【請求項4】 前記内燃機関において、吸気弁の開閉時期をピストン下死点付近に設定し、運転条件によっては少なくとも1個の吸気弁の開閉時期を、ピストン下死点後に設定し得る吸気装置を備えたことを特徴とする請求項1の可変圧縮比エンジン。

【請求項5】 前記ピストン下死点後に設定し得る吸気弁の開閉時期が、クランク回転角でピストン下死点後 40° ～ 90° であることを特徴とする請求項4の可変圧縮

比エンジン。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、運転条件により圧縮比を換えることのできる可変圧縮比エンジンに関する。

【0002】

【従来の技術】 従来の直接噴射式ディーゼルエンジンの圧縮比は15～17付近に設定されているものが多い。これは始動性、および軽負荷時の良好な燃焼状態（HCその他を含む背白煙の出ない燃焼）を確保するために必要な圧縮比である。そして、この圧縮比を得られるように、吸気弁の開閉時期は定められている。

【0003】 圧縮比を決定すればそのエンジンの圧縮終わりにおける筒内圧力が決まり、着火、爆発時の筒内圧力も決まってくる。許容最大筒内圧力はエンジンによって決まっており、圧縮比が高ければ高いほど圧縮終わりにおける筒内圧力は高くなり、したがって、この筒内圧力と許容最大筒内圧力との差が少なくなり、これがそのエンジンの高出力化をはばむ大きな要因となっている。

【0004】 燃焼効率や高出力化の観点からすれば、圧縮比は11～13付近が望ましい。一例として圧縮比17の場合と、12の場合の実現可能な軸平均有効圧力を示すと下表のようになる。

圧縮比	17			12		
軸平均有効圧力	13	21	34	13	21	34
ブースト圧力	2	3.1	5	2	3.1	5
コンプレッション圧力	97	150	242	60	93	150
爆発度	1	1	1	1	1	1
筒内圧力 P_{max}	97	150	242	60	93	150

上表における圧力の単位は kgf/cm^2 である。いま、許容最大筒内圧力 $P_{max} \leq 150 \text{ kgf/cm}^2$ とすれば、圧縮比17の場合には軸平均有効圧力は 21 kgf/cm^2 にとどまるが、圧縮比12の場合には軸平均有効圧力は 34 kgf/cm^2 にすることが可能となる。すなわち、高出力化が可能である。

【0005】 しかしながら、良好な始動性や、軽負荷時の良好な燃焼状態を得ることは絶対条件であるため、高出力化を犠牲にして圧縮比を15～17付近に設定しているのが現状である。

【0006】 このことはガソリンエンジンにおいても同様であり、燃焼効率（熱効率）上からは圧縮比をディーゼルエンジンと同じく11～13としたいが、高負荷時

のノッキングを防止するために圧縮比を8～10に設定している。そのため、燃料消費率が悪く、 CO_2 の発生量が多いという問題がある。

【0007】 従来、ディーゼルエンジンの熱効率改善、排気エミッション低減の一手段としての低圧縮比、高膨張比が得られるミラーサイクルエンジンは効果的な手段である。ミラーサイクルエンジンには吸気弁の早閉じのように吸気行程の途中で吸気の流れを遮断する方式と、吸気弁を遅閉じとして圧縮行程初期に吸気圧を逃がす方式がある。しかしながら、前述のようにエンジンの低速、低負荷域でミラーサイクル作動とすると有効圧縮比が低下するため着火が安定しないという問題があった。

【0008】 この問題を解決する方策として次のごとき

ミラーサイクルエンジンがある。図14はミラーサイクルエンジンの概念図であり、吸気弁60は図示しないクランクシャフトから、タイミングギヤ、カムシャフト、タペット、プッシュロッド、ロッカアームを介して開閉される。吸気弁60の上流通路61の中間には新たな弁62を設け、エンジンの回転数、負荷などを信号として検出し、運転条件によっては、変換機構64を介して弁機構63により弁62を吸気弁60の開時期より早めに閉鎖して早閉ミラーサイクル作動させるものである。66は排気弁、67はシリンダ室である。弁62および弁機構63はロータリバルブであっても良い。

【0009】図15は上記エンジンのピストン位置と、吸、排気弁の開口面積との関係を示す図であり、縦軸は開口面積、横軸はピストン位置を示す。図中、曲線Aは排気弁66、Bは吸気弁60、Cは弁62を示す。

【0010】低負荷時には(a)に示すように吸気弁60と、弁62の開閉時期は同一であり、したがって、吸気弁60の開口面積はハッチング部に示す部分となり、エンジンは通常のサイクル作動を行う。高負荷時には(b)に示すように、弁62の開閉時期をSだけ早める。その結果、吸気弁60の実質開口面積はハッチング部に示す部分となり、吸気弁60は早く閉じたこととなって実圧縮比が低くなる。したがって、エンジンは早閉ミラーサイクル作動となり高出力化が可能となる。

【0011】しかしながら、上記によればミラーサイクル作動させて弁62を閉鎖しても吸気弁60が開いている間は、シリンダ室67の空気量に吸気弁60と弁62との中間にある通路65の空気量が加算され、ボリュームとしては増加するため吸気行程の途中で弁62を閉鎖した効果が減少し、ミラーサイクルの効果を低下させることとなる。また、弁62が閉じる直前の吸気抵抗の増大や、通路65の空気量が無駄容積となって吸気が入りすることでポンピングロスが発生するという問題がある。

【0012】本発明は上記の問題点に着目してなされたもので、ロスが無く、ミラーサイクルの効果を十分に発揮し得る可変圧縮比エンジンを提供することを目的としている。

【0013】

【課題を解決するための手段】上記目的達成のため、本発明の可変圧縮比エンジンの第1の発明においては、1気筒あたり2個以上の吸気弁を備え、2本以上のカムシャフトに形成されたカムによりそれぞれ該吸気弁を開閉する内燃機関において、少なくとも1個の吸気弁は、これを開閉するカムの位相を変化させることによりバルブタイミングを可変とする吸気装置を備えた。

【0014】第2の発明においては、前記内燃機関において、吸気弁の開時期をピストン下死点前に設定し、運転条件によっては少なくとも1個の吸気弁の開時期を、ピストン下死点付近に設定し得る吸気装置を備えた。

【0015】第3の発明においては、前記ピストン下死点前に設定された吸気弁の開時期が、クランク回転角でピストン下死点前 $20^{\circ} \sim 90^{\circ}$ とした。

【0016】第4の発明においては、前記内燃機関において、吸気弁の開時期をピストン下死点付近に設定し、運転条件によっては少なくとも1個の吸気弁の開時期を、ピストン下死点後に設定し得る吸気装置を備えた。

【0017】第5の発明においては、前記ピストン下死点後に設定し得る吸気弁の開時期が、クランク回転角でピストン下死点後 $40^{\circ} \sim 90^{\circ}$ とした。

【0018】

【作用】上記構成によれば、1気筒あたり2個以上の吸気弁を有し、2本以上のカムシャフトに形成されたカムでそれぞれ駆動される内燃機関の吸気弁の開時期を、ピストン下死点前 $20^{\circ} \sim 90^{\circ}$ に設定したため圧縮比を低くすることができ、圧縮終わりの筒内圧力が低くなるため許容最高圧力までに余裕を生じ、高出力化が可能となる。そして、少なくとも1個の吸気弁のバルブタイミングを可変とし、運転条件によってはその閉時期をピストン下死点付近に設定できるようにしたため、それにより圧縮比を高くして良好な始動性、および燃焼状態を確保することができる。

【0019】あるいは、前記内燃機関の、吸気弁の開時期をピストン下死点付近に設定したため、圧縮比を高くして良好な始動性、および燃焼状態を確保することができる。そして、少なくとも1個の吸気弁のバルブタイミングを可変とし、運転条件によってはその閉時期をピストン下死点後 $40^{\circ} \sim 90^{\circ}$ に設定できるようにしたため、それにより圧縮比を低くして高出力時のノッキングを防止することができる。

【0020】

【実施例】以下に本発明に係る可変圧縮比エンジンの実施例について、図面を参照して詳述する。

【0021】図1は1気筒に吸気弁2個、排気弁2個を有するディーゼルエンジンのシリンダヘッド部分の平面断面図であり、図2はその側面断面図である。シリンダヘッド1には第1吸気弁2、第2吸気弁3、第1排気弁4、第2排気弁5、および第1カムシャフト10、第2カムシャフト20が装着されている。第1カムシャフト10には第1吸気弁2、第1排気弁4、および第2排気弁5用のカム11、12、および13が形成されており、カム12は直接第1排気弁4を作動し、カム11、および13はそれぞれロッカアーム14、および15を介して第1吸気弁2、および第2排気弁5を作動する。第2カムシャフト20にはカム21が設けられて、直接第2吸気弁3を作動する。第2カムシャフト20は図示しない駆動装置により予め定められた角度だけ回転するようになっており、カム21の位相をずらすことにより第2吸気弁3のバルブタイミングを遅らせることができる。22はピストン、23、24は吸気通路、25は排

気通路である。

【0022】つぎに、作動について説明する。図3は高負荷時におけるピストン22の動きと、吸、排気弁の開口面積との関係を示す図であり、縦軸は開口面積、横軸はピストン22の位置を示している。実線は弁1個の開口面積であり、細い2点鎖線は弁2個の総開口面積を示している。図中、Aは排気弁、Bは吸気弁を示す。すなわち、第1、第2排気弁4、5はピストン下死点前から開き始め、ピストン上死点付近で閉じる。そして、その位相は常に同一である。第1、第2吸気弁2、3はとも

に位相は同一で、ピストン上死点付近から開き始め、ピストン下死点前 $20^{\circ} \sim 90^{\circ}$ 付近で閉じるようになっている。【0023】高負荷時のPV線図は図4に示すごとくである。吸込行程においてピストン22は0から吸い込みを開始し、1aにおいて第1、第2吸気弁2、3は閉じるため筒内圧力は低下し、矢印に沿って1bに至る。圧縮行程で1bから1aを経て2aに至り、加熱行程で2aから最高筒内圧力3に至る。膨張行程で3から4に至り、冷却行程で4から1cに至り、排気行程で1cから0に至る。すなわち、早閉じミラーサイクルとなり、吸気行程の終わり付近では1a-1b-1aという膨張、圧縮を行うだけなので、実質的な圧縮比は低くなり、このときの圧縮比は11~13付近である。

【0024】図5は始動時、軽負荷時におけるピストン22の動きと、吸、排気弁の開口面積との関係を示す図であり、この場合には第2カムシャフト20を駆動装置により回転させてカム21の位相を変更し、第2吸気弁3の開時期を遅らせてピストン下死点付近にする。図中B1は第1吸気弁2を示し、B2は第2吸気弁3を示す。したがって吸気弁の開時期はピストン上死点付近、閉時期はピストン下死点付近となる。

【0025】図6は始動時、軽負荷時のPV線図であり、吸気行程0-1、圧縮行程1-2、加熱行程2-3、膨張行程3-4、冷却行程4-1、排気行程1-0の通常のサイクル作動となる。このときの圧縮比は15~17付近である。

【0026】つぎに、高負荷時と始動時、軽負荷時との違いについてPV線図により説明する。図7の(b)は高負荷時、(a)は始動時、軽負荷時のPV線図であり、高負荷時の圧縮比は11~13と小さいため、圧縮圧力2aは2より低く、エンジンの許容最高圧力(Pmax)3に対して余裕ができ、多くの燃料を燃焼させることができる。その結果、(b)の面積1c-1a-2a-3-4は(a)の面積1-2-3-4より大きく、すなわち、仕事量は多くなり高出力を発生することとなり、小型、高出力エンジンの実現が可能となる。(a)に示す始動時、軽負荷時には圧縮比は15~17と大きいため、良好な始動性と、燃焼状況とを得ることができる。しかも、吸気側に無駄な容積はなく、効率的なミラ

ーサイクル作動が行える。

【0027】図8は1気筒あたりそれぞれ2個の吸、排気弁を備えたガソリンエンジンのシリンダヘッド部分の平面断面図であり、図9は側面断面図である。シリンダベッド31には第1吸気弁32、第2吸気弁33、第1排気弁34、第2排気弁35、および第1カムシャフト40、第2カムシャフト50が装着されている。第1カムシャフト40には第1吸気弁32、第1排気弁34、および第2排気弁35用のカム41、42、および43が設けられており、カム41はロッカアーム44を介して第1吸気弁32を作動し、カム42、および43は直接第1排気弁34、および第2排気弁35を作動する。第2カムシャフト50にはカム51が設けられており、第2吸気弁33を直接作動する。第2カムシャフト50は図示しない駆動装置によりあらかじめ定められた角度だけ回転するようになっており、カム51の位相をずらすことにより第2吸気弁のバルブタイミングを遅らせることができる。52はピストン、53、54は吸気通路、55は排気通路である。

【0028】つぎに作動について説明する。図10は軽負荷時のピストンの動きと、吸、排気弁の開口面積との関係を示す図であり、縦軸は開口面積、横軸はピストン52の位置を示している。実線は弁1個の開口面積であり、細い2点鎖線は弁2個の総開口面積を示している。図中、Aは排気弁、Bは吸気弁を示す。すなわち、第1、第2排気弁34、35はピストン下死点前から開き始め、ピストン上死点付近で閉じる。そして、その位相は常に同一である。第1吸気弁32および第2吸気弁33の位相も同一であり、ピストン上死点付近から開き始め、ピストン下死点付近で閉じる。

【0029】図11は始動時、軽負荷時のPV線図であり、吸気行程0-1、圧縮行程1-2、加熱行程2-3、膨張行程3-4、冷却行程4-1、排気行程1-0のサイクル作動を行う。このときの圧縮比を11~13付近とし、始動性や熱効率を向上し、燃費低減やCO₂の発生量低減が可能となる。

【0030】図12は高負荷時のピストンの動きと、吸、排気弁の開口面積との関係を示す図であり、この場合には図示しない駆動装置により第2カムシャフト50を回転させ、第2吸気弁33の開時期をピストン下死点後 $40^{\circ} \sim 90^{\circ}$ とする。図中B1は第1吸気弁32を示し、B2は第2吸気弁33を示す。

【0031】図13は高負荷時のPV線図であり、吸気行程0-1で吸気し、圧縮行程では1-1dでは第2吸気弁33が開いているため昇圧せず、1d点で第2吸気弁33が閉じるので圧縮行程は1d-2bとなる。以後は加熱行程2b-3、膨張行程3-4、冷却行程4-1、排気行程1-0の遅閉じミラーサイクル作動となる。このときの圧縮比は8~10付近であり、高出力発生可能であるとともに高出力時のノッキングの発生を防

止する。

【0032】

【発明の効果】以上詳述したように、本発明は、1気筒当たり2個以上の吸気弁を有し、2本以上のカムシャフトによりそれぞれ吸気弁を開閉する内燃機関の、吸気弁の開閉時期をピストン下死点前 $20^{\circ} \sim 90^{\circ}$ に設定し、少なくとも1個の吸気弁のカムシャフトの位相をずらして始動時、軽負荷時には吸気弁の開閉時期をピストン下死点付近に設定するようにしたため、高負荷時には圧縮比を小さくして高出力化を可能とし、小型、高出力エンジンを実現できる。しかも、始動時、軽負荷時には圧縮比を大きくして始動性、および良好な燃焼状態を確保することができる。

【0033】あるいは、上記内燃機関の、吸気弁の開閉時期をピストン下死点付近に設定し、少なくとも1個の吸気弁のカムシャフトの位相をずらして高負荷時には吸気弁の開閉時期をピストン下死点後 $40^{\circ} \sim 90^{\circ}$ に設定するようにしたため、始動時、軽負荷時には圧縮比を大きくして始動性、熱効率の向上を図って燃費を低減し、 CO_2 の発生を低減できる。しかも、高負荷時には圧縮比を小さくしてノッキングの発生を防止することができ、吸気側に無駄容積の無い、効率的な可変圧縮比エンジンが得られる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明のディーゼルエンジンのシリンダヘッド部分の平面断面図である。

【図2】1同、側面断面図である。

【図3】同エンジンの高負荷時のピストンの動きと、吸、排気弁の開口面積との関係を示す図である。

【図4】同エンジンの高負荷時のPV線図である。

【図5】同エンジンの始動時、軽負荷時のピストンの動きと、吸、排気弁の開口面積との関係を示す図である。

【図6】同エンジンの始動時、軽負荷時のPV線図である。

【図7】同エンジンの高負荷時と、始動時、軽負荷時とのPV線図を比較した図である。

【図8】本発明のガソリンエンジンのシリンダヘッド部分の平面断面図である。

【図9】同、側面断面図である。

【図10】同エンジンの始動時、軽負荷時のピストンの動きと、吸、排気弁の開口面積との関係を示す図である。

【図11】同エンジンの始動時、軽負荷時のPV線図である。

【図12】同エンジンの高負荷時のピストンの動きと、吸、排気弁の開口面積との関係を示す図である。

【図13】同エンジンの高負荷時のPV線図である。

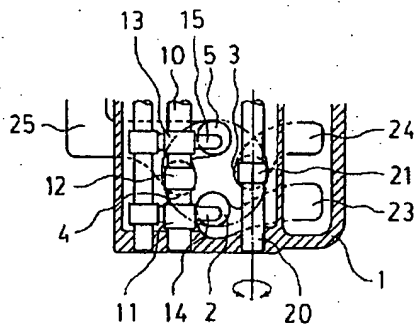
【図14】従来の早閉じミラーサイクルエンジンの概念図である。

【図15】同、ピストンの動きと、吸、排気弁の開口面積との関係を示す図である。

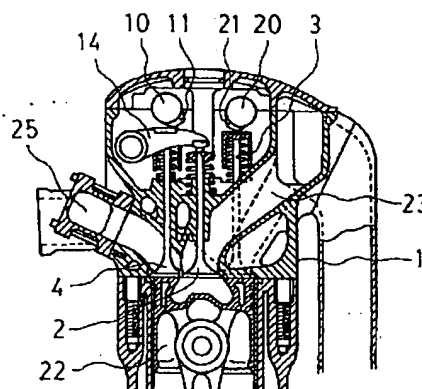
【符号の説明】

1、31……シリンダヘッド、2、32……第1吸気弁、3、33……第2吸気弁、4、34……第1排気弁、5、35……第2排気弁、10、40……第1カムシャフト、20、50……第2カムシャフト、14、15、44……ロッカアーム。

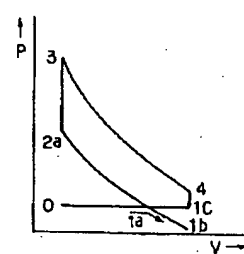
【図1】



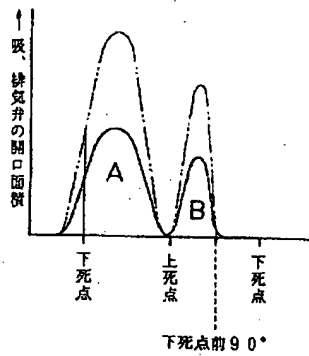
【図2】



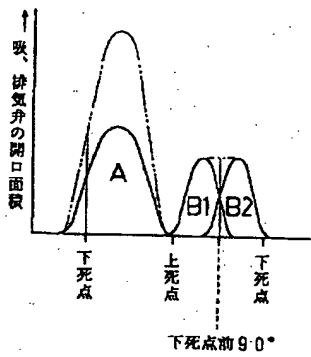
【図4】



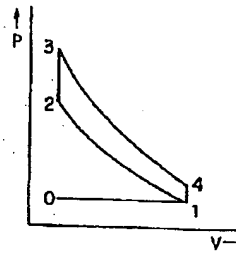
【図3】



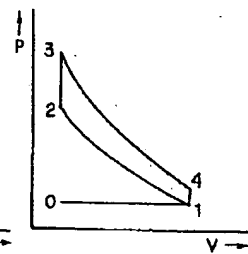
【図5】



【図6】

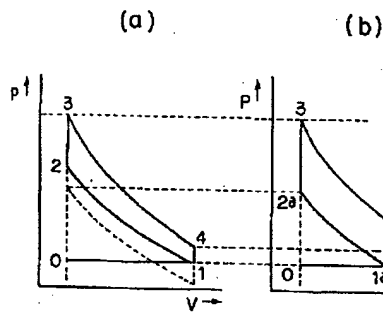


【図11】

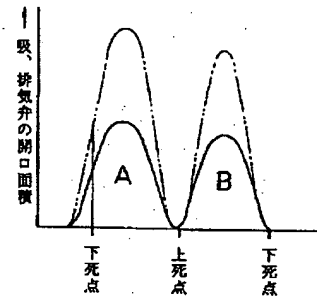
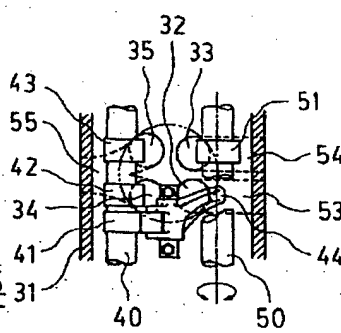


【図10】

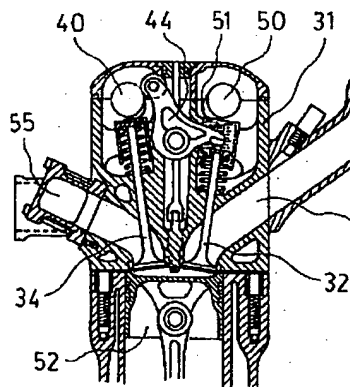
【図7】



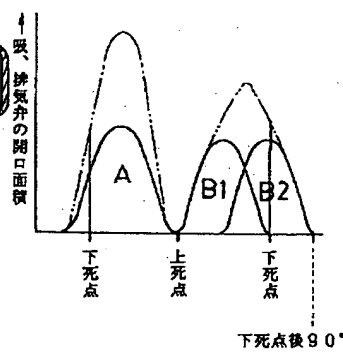
【図8】



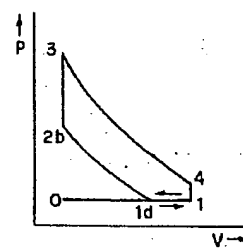
【図9】



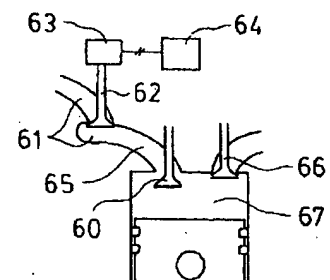
【図12】



【図13】



【図14】



【図15】

